

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Tandan Kosong Kelapa Sawit

Buah kelapa sawit dapat mulai dipanen pada saat pohon berumur 3.5 – 4 tahun (Hartley, 1967). Pemanenan atau pemetikan tandan seharusnya setelah terjadi pelepasan secara alami. Kandungan utama dari tandan buah kosong kelapa sawit adalah selulosa dan lignin. Kandungan selulosanya mencapai 54 – 60 % dan lignin 22 – 27 %. Selulosa merupakan polimer glukosa linier dengan ikatan glikosidik. Setiap serat selulosa tersusun oleh kurang lebih 3000 molekul glukosa dengan berat molekul diperkirakan mencapai 500.000. Secara alamiah selulosa tersusun dalam bentuk fibril yang terdiri atas beberapa molekul selulosa paralel yang dihubungkan oleh ikatan hidrogen. Fibril – fibril tersebut membentuk struktur kristal pada kayu. Struktur kristal itu dibungkus oleh lignin yang berperan sebagai pelindung selulosa terhadap serangan enzim pemecah selulosa (Suhadi et.al., 1989).



Gambar 2.1 Tandan kosong kelapa sawit

<https://isroi.com/2015/10/10/selulosa-murni-dari-tandan-kosong-kelapa-sawit-tkks/>

2.2 Manfaat Tandan Kosong Kelapa Sawit

Pemanfaatan Tandan Kosong Kelapa Sawit pada saat sekarang sudah mulai dikembangkan sebagai bahan bakar boiler dengan campuran cangkang yang dapat digunakan untuk penggerak pabrik kelapa sawit dan untuk kebutuhan listrik dilingkungan pabrik. Seperti yang telah diketahui, pemanfaatan limbah yang dihasilkan perkebunan kelapa sawit masih sangat terbatas. Pemanfaatan limbah tersebut baru dilakukan untuk menghasilkan abu dari sisa-sisa pembakaran tandan kosong kelapa sawit pada incinerator sebagai pupuk kalium dan memanfaatkan tandan kosong kelapa untuk pengerasan jalan di perkebunan. Cara lain yang mulai populer ialah pemanfaatan tandan kosong kelapa untuk mulsa di kebun kelapa sawit. Cara-cara tersebut dapat menimbulkan konsekuensi yang merugikan antara lain pembakaran tandan kosong kelapa sebagai usaha memperkecil volume limbah dapat menimbulkan dampak terhadap pencemaran udara, pembuangan limbah ke areal pertanian dapat menimbulkan ledakan populasi hama kumbang yang mematikan tanaman kelapa sawit.

2.2.1. Tandan kosong kelapa sawit untuk pupuk kompos

Tandan kosong kelapa sawit dapat dimanfaatkan sebagai sumber pupuk organik yang memiliki kandungan unsur hara yang dibutuhkan oleh tanah dan tanaman. Tandan kosong kelapa sawit mencapai 23% dari jumlah pemanfaatan limbah kelapa sawit tersebut sebagai alternatif pupuk organik juga akan memberikan manfaat lain dari sisi ekonomi. Bagi Perkebunan kelapa sawit dapat menghemat penggunaan pupuk sintetis sampai dengan 50%.

2.2.2. Batang dan tandan sawit untuk pulp kertas

Salah satu alternatif dengan memanfaatkan batang dan tandan kosong kelapa sawit untuk digunakan bahan pulp kertas dan papan serat. Di Indonesia sudah mulai banyak industri kertas memanfaatkan limbah kelapa sawit tersebut sebagai alternatif bahan baku. Proses pembuatan pulp kertas dapat dilakukan dengan dua cara yaitu proses dengan NaOH dan proses

dengan sulfat (sulfat tissue) .Berbagai hasil penelitian menunjukan bahwa pengolahan dengan sulfat tissue memenuhi standar industry Indonesia.

2.3 Tipe Mekanisme Mesin Pencacah

2.3.1 Mesin pencacah Sampah



Gambar 2.2 Mesin Pencacah Sampah

(sumber : <http://pengolahsampah.com/produk/mesin-pencacah-sampah-organik/>)

Alat pencacah kompos merupakan salah satu alat yang dapat membantu dalam proses pembuatan kompos secara anaerob dengan bahan baku khususnya sampah organik dengan memperkecil ukuran.

Sistem kerja alat ini pada dasarnya sama dengan gilingan martil (hammer mill). berfungsi sebagai batang pemukul atau dapat juga diganti dengan batang pisau pemotong. Proses yang terjadi adalah bahan atau material seperti serat, dedaunan, sayuran dimasukkan ke dalam hammer mill yang berputar kemudian produk yang dihasilkan menjadi ukuran yang lebih kecil (size reduction). Di dalam industri makanan, hammer mill banyak digunakan untuk menghancurkan lada, rempah –rempah dan lain –lain.

2.3.2 Mesin pencacah jerami



Gambar 2.3 Mesin pencacah jerami

(sumber: http://eprints.undip.ac.id/39427/1/Modifikasi_Mesin_Pencacah_Jerami.pdf)

Mesin Pencacah Jerami adalah alat untuk mencacah jerami kering ataupun basah, yang biasanya digunakan untuk pakan ternak ataupun akan digunakan sebagai kompos. Jika untuk Kompos, cacahan jerami sangat efektif waktu prosesnya pada saat proses fermentasi. Mesin Pencacah jerami ini menggunakan mesin berbahan bakar bensin ataupun bisa menggunakan solar. Cara kerjanya pun mudah, hanya dengan memasukkan ke dalam mesin, pisau perajang akan segera mencacah jerami, outputnya adalah jerami dengan panjang $+0,5 - 1$ cm.

2.3.3 Mesin pencacah sabut kelapa



Gambar 2.4 Mesin pencacah sabut kelapa

(sumber:<http://pondokbangkaro.com/article/43538/--mesin-penguraipenyerat-sabut-kelapa---.html>)

Mesin pencacah sabut kelapa merupakan bagian dari paket mesin pengolah sabut kelapa yang dibuat sedemikian rupa sehingga dapat bekerja secara maksimal dalam menguraikan sabut kelapa. Proses penguraian adalah dengan dicabik – cabik secara stabil, sehingga sabut kelapa akan terurai dengan baik. Proses penguraian juga berlangsung cepat, sehingga mesin pencacah sabut kelapa mampu memproses sabut kelapa dalam kapasitas besar. Kulit kelapa yang akan diambil sabutnya tinggal dimasukkan ke dalam mesin setelah mesin dinyalakan. Proses penggunaan mesin pencacah sabut kelapa sangatlah mudah namun sangat membantu sekali. Mesin ini sangat dibutuhkan dalam industri pengolahan sabut kelapa. Karena tidak mungkin industri pengolahan sabut kelapa yang kapasitasnya sudah besar tapi hanya menggunakan tenaga manual untuk proses penguraian sabut kelapanya.

2.3.4 Mesin pencacah rumput

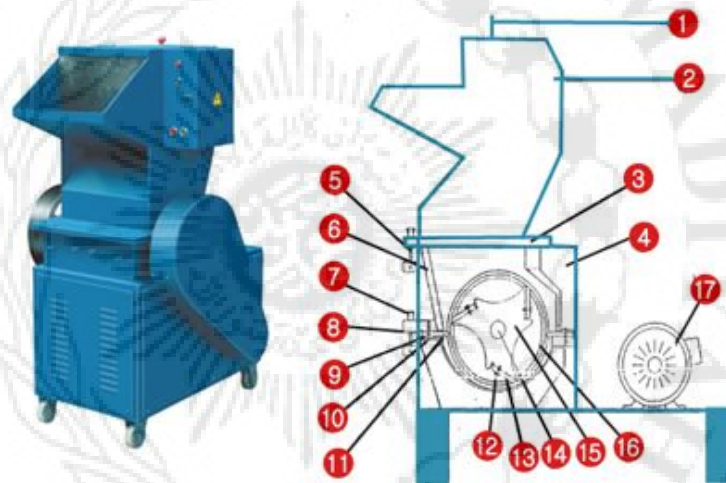


Gambar 2.5 Mesin pencacah rumput

(sumber : blogspot.co.id/2016/10/cara-kerja-mesin-pencacah-rumput.html)

Cara kerja mesin pencacah rumput ini sangat sederhana , caranya tidak jauh dengan kita mencacah rumput dengan menggunakan parang atau pisau , kalau manusia untuk menebas rumput dengan menggunakan lengan, namun pada mesin pencacah rumput ini menggunakan pisau yang berputar, kemudian rumput itu dimasukkan ke dalam pisau yang berputar tadi. Pada gambar diatas merupakan salah satu contoh mesin pencacah rumput yang bekerja dengan cara memotong rumput yang dimasukkan dari samping , pada mesin diatas bentuk pisaunya adalah melengkung dan pisau itu sendiri di tempelkan pada jari - jari lingkaran , sedangkan outputnya dijatuhkan langsung ke bawah.

2.3.5 Mesin pencacah plastik



Gambar 2.6 Mesin pencacah plastic

(sumber : <http://kawatlas.jayamanunggal.com/pisau-penghancur-plastik/>)

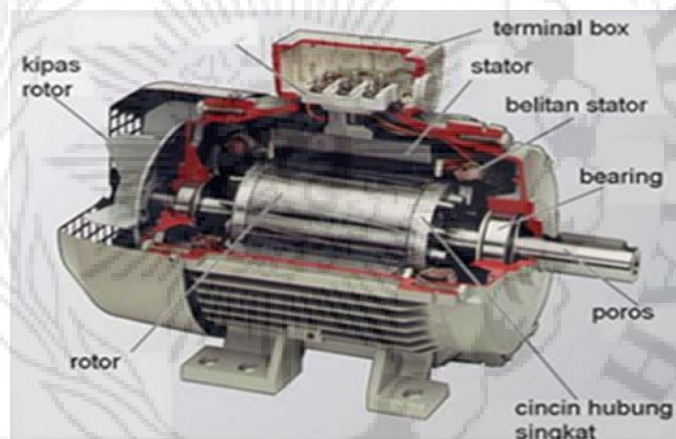
Mesin sederhana ini cukup produktif dan efisien digunakan di lingkungan rumah tangga untuk mengubah bentuk sampah plastik menjadi bijih plastik (*flakes*, keping-keping plastik yang lebih kecil, sehingga lebih mudah diolah lagi). Dengan demikian, sampah plastik yang menumpuk di lingkungan rumah tangga atau industri rumah tangga dapat lebih terkelola sehingga lingkungan lebih bersih dan sehat. Selain itu, pabrik pengolah plastik mau membeli sampah plastik yang sudah tercacah karena

memperingan proses produksi mereka. Dan itu, berarti pendapatan bagi warga masyarakat.

2.4 Teori Dasar Perhitungan

2.4.1 Motor Elektrik

Motor elektrik adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai tenaga penggerak. Penggunaan motor elektrik disesuaikan dengan kebutuhan daya mesin. Motor elektrik pada umumnya berbentuk silinder dan dibagian bawah terdapat dudukan yang berfungsi sebagai lubang baut supaya motor listrik dapat dirangkai dengan rangka mesin atau konstruksi mesin yang lain. Poros penggerak terdapat di salah satu ujung motor listrik dan tepat di tengah-tengahnya, seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.7 Motor Elektrik

(sumber : <http://www.sariling.co.id/en/80391.html>)

Jika n^1 (rpm) adalah putaran dari poros motor listrik dan T (kg.mm) adalah torsi pada poros motor listrik, maka besarnya daya P (kW) yang diperlukan untuk menggerakkan system.

- Menghitung Kecepatan Motor

$$n = \frac{Q_{\text{pencacah}}}{V_1 \cdot \rho}$$

Keterangan :

n = putaran motor

ρ = Massa jenis

Q = Kapasitas mesin

V = Volume

2.4.2 Daya

Daya merupakan factor penting dalam sebuah alat. Dimana daya sebagai kekuatan utama untuk menggerakkan semua sistem yang ada pada alat tersebut. Besar daya yang digunakan harus disesuaikan dengan kebutuhan dari alat tersebut, dan beban yang akan terus bekerja pada saat mesin berjalan. Jika daya yang akan diberikan adalah dalam daya kuda (HP), maka daya tersebut harus dikalikan dengan 0,746 untuk mendapatkan daya dalam kW.

Adapun rumus perhitungan yang digunakan pada perencanaan tersebut adalah sebagai berikut :

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60} \quad (\text{Sumber : Ir.Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991: 47})$$

Sehingga perhitungan dayanya akan diperoleh :

$$P = \omega \times T \quad (\text{sumber: Elemen mesin I, suryanto, 1995: 180})$$

Keterangan :

P = Daya (watt)

ω = Kecepatan sudut (rad/s)

T = Torsi (N.m)

n = Putaran pisau (rpm)

2.5 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan daya bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dengan baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Sekalipun demikian, pemakaian baja paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat. Dalam hal demikian perlu dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan. Adapun besarnya tegangan tarik τ_B dan jenis bahan yang digunakan dapat dilihat pada table.

Tabel 2.1 Baja karbon konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin
Untuk poros

Standar dan macam	lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)	Keterangan
Baja Karbon Kontruksi Mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	-	52	
	S40C	-	55	
	S45C	-	58	
	S50C	-	62	
	S55C	-	66	
	St40	-	40	
	St60	-	60	

Batang baja	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, di gerinda, di bubut atau gabungannya.
Yang difinis	S45C-D	-	60	
dingin	S55C-D	-	72	

(Sumber : Ir.Sularso dan Kiyokatsu Suga , 1991: 3)

Tabel 2.2 Baja paduan untuk poros

Standard an macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4120)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	Pengerasan kulit	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM1	-	85
	SNCM2	-	95
	SNCM7	-	100
	SNCM8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	Pengerasan kulit	100
	SNCM25	Pengerasan kulit	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr 21	Pengerasan kulit	80
	SCr 22	Pengerasan kulit	85

Baja khrom nikel molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pengerasan kulit	85
	SCM 22	Pengerasan kulit	95
	SCM 23	Pengerasan kulit	100

(Sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 3)

2.5.1 Macam-macam poros

Poros untuk mentransmisikan daya didefinisikan menurut pembebanannya adalah sebagai berikut :

1.Poros Transmisi

Poros transmisi mendapat beban puntir murni atau beban puntir dan lentur. Poros transmisi berfungsi untuk meneruskan daya dari salah satu elemen ke elemen yang lain melalui kopling.

2.Spindel

Spindel merupakan poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama pada mesin perkakas di mana beban utamanya berupa puntiran. Syarat yang harus dipenuhi oleh poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

3.Gandar/Dukung

Poros gandar dipasang pada roda-roda kereta api barang, sehingga tidak mendapat beban puntir, terkadang poros gandar juga tidak boleh berputar. Gandar hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula yang memungkinkan mengalami beban puntir.

2.5.2 Hal-hal Yang Perlu Diperhatikan dalam suatu poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal yang perlu diperhatikan adalah sebagai berikut :

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, atau gabungan antara puntir dan lentur. Poros juga ada yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain. Kelelahan tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan cukup kuat untuk menahan beban-beban seperti yang telah disebutkan di atas.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros telah memiliki kekuatan yang cukup, tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktepatan pada suatu mesin perkakas. Hal ini dapat berpengaruh pada getaran dan suaranya (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Kekakuan poros juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan menggunakan poros tersebut.

3. Putaran kritis (N_c)

Bila kecepatan putar suatu mesin dinaikan, maka pada harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini dinamakan putaran kritis. Hal semacam ini dapat terjadi pada turbin, motor torak, motor listrik yang dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika memungkinkan, maka poros harus direncanakan sedemikian rupa, sehingga kerjanya menjadi lebih rendah daripada putaran kritisnya.

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{I}{W}} \quad (\text{Ir. Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991:}$$

Keterangan :

d_s = Diameter poros yang seragam(mm)

I = Jarak antara bantalan (mm)

W = Berat beban (kg)

4. Bahan Poros

Bahan poros yang akan dipilih, dapat dilihat pada table 3.1. Untuk tegangan lentur pada bahan poros yang izinkan, dapat dilihat pada table berikut ini.

Tabel 2.3 Tegangan lentur yang diizinkan (σ_a) pada bahan poros

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Besi cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk kontruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan unuk kekerasan kulit	S 15 CK	50	400(dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600(dicelup dingin dalam minyak)	35-40 40-55
Baja karbon nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60
Perunggu		18	85	5
Logam delta		35-60	-	10-20
Perunggu fosfor (coran)		19-30	80-100	5-7

Perunggu nikel (coran)		64-90	180-260	20-30
Damar phenol dan lain lain				3-5

(Sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991:5)

2.5.3 Poros Dengan Puntir

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam factor keamanan dapat diambil dalam perancangan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika factor koreksi adalah f_c (table) maka daya rencana p_d (kW) sebagai patokan adalah.

$$p_c = f_c P \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 7})$$

Keterangan :

p_c = Daya yang ditransmisikan (kW)

P = Daya rencana (kW)

f_c = Faktor koreksi

(sumber : Dasar perancangan dan pemilihan elemen mesin, (Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , hal 7)

Tabel 2.4 factor koreksi daya yang akan ditransmisikan(f_c)

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	
Daya maksimum yang diperlukan	1,2-2,0
Daya normal	0,8-1,2
	1,0-1,5

(Sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 7)

Jika daya diberikan dalam daya kuda (HP) ,maka harus dikalikan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam (kW).

Jika momen punter (disebut sebagai momen rencana) adalah T (kg.mm) maka :

$$p_d = \frac{(T.1000)(2\pi.n_1/60)}{102} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 7})$$

Sehingga:

$$T = 9,74 \times 10^2 \frac{p_d}{n_1} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 7})$$

Bila momen rencana T (kg.mm) dibebankan pada suatu diameter poros d_s (mm) ,maka tegangan geser τ (kg/mm²) yang terjadi adalah :

$$\tau = \frac{T}{\pi d_s^3/16} = \frac{5,1T}{d_s^3} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 7})$$

Keterangan : p_d =Daya poros(kW)

T = Momen rencana (kg.mm)

n_1 = Kecepatan putar poros (rpm)

τ = Tegangan geser (kg/mm²)

d_s =Diameter poros (mm)

Tegangan geser yang diizinkan τ_a (kg/mm²) untuk pemakaian umum poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Disini τ_a dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_B (kg/mm²), jadi untuk batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik σ_B sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini factor keamanannya diambil besar 1/0,18=5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin,dan 6,0 untuk bahan SC dengan pengaruh masa ,dan baja paduan,factor ini dinyatakan dengan Sf_1 .

Pengaruh kekerasan permukaan juga harus diperhatikan.Untuk memasukan pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil factor yang

dinyatakan sebagai Sf_2 dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0. Dari hal-hal diatas ,maka besarnya τ_a dapat dihitung dengan rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 8})$$

Keterangan :

τ_a =Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

σ_B =Kekuatan tarik (kg/mm^2)

Sf_1 =Faktor keamanan

Sf_2 =Faktor pengaruh luar

Faktor koreksi yang dinyatakan dengan K_t , dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus 1,0-1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan untuk tumbukan besar.

Dengan mengingat macam-macam beban,sifat dan beban lain-lain,ASME menganjurkan suatu rumus untuk menghitung diameter poros secara sederhana denganmemasukan pengaruh kelelahan karena beban berulang.Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur yang tetap,ditentukan besar factor koreksi untuk momen lentur (K_W) besarnya adalah 1.5 untuk beban dengan tumbukan ringan, besarnya K_m antara 1,5-2,0 dan untuk beban dengan tubukan besar maka besar K_m antara 2-3.Rumus yang digunakan untuk mencari diameter poros adalah sebagai berikut:

$$d_B = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_q} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_1 T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 8})$$

Keterngan :

d_8 = Diameter poros (mm)

d_g = Tegangan geser (kg/mm^2)

K_1 = Faktor koreksi untuk momen puntir

K_m = Faktor koreksi untuk momen lentur

M = moment yang bekerja pada poros (kg/mm^2)

T = Torsi yang bekerja pada poros

Setelah diameter poros yang direncanakan diketahui maka perlu dilakukan pengecekan terhadap besarnya tegangan geser yang terjadi. Besarnya τ_{max} yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan (τ_a). Untuk pengecekan terhadap tegangan geser yang terjadi dapat dihitung berdasarkan rumus sebagai berikut:

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{d_s^3} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_1 T)^2} \quad (\text{Ir. Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991:18})$$

Berdasarkan defleksi yang disebabkan oleh momen puntir pada poros harus dibatasi. Untuk poros yang dibatasi pada mesin umumnya dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai $0,25^\circ - 0,3^\circ$. Untuk mengetahui sudut defleksi puntiran yang terjadi digunakan rumus sebagai berikut :

$$\theta = 584 \frac{T.L}{G.d_s^4} \quad (\text{Ir. Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991: 18})$$

Keterangan :

θ = Sudut defleksi puntiran yang terjadi ($^\circ$)

T = Torsi yang bekerja pada poros (mm)

G = modulus geser ($8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$)

d_s = diameter poros (mm)

Hasil dari sudut defleksi puntiran yang terjadi harus kurang dari batas puntir maksimum yaitu $0,25^\circ$. Kekuatan poros terhadap lenturan

juga perlu diperiksa. Bila poros baja ditumpu oleh bantalan, maka lenturan pos y (mm) dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F \cdot L_1^2 \cdot L_2^2}{d_s^4 \cdot L} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 19})$$

Keterangan :

d_s = Diameter poros (mm)

L = jarak antara bantalan penumpu (mm)

F = Beban (kg)

L_1, L_2 = Jarak dari bantalan yang bersangkutan ketitik pembebanan (mm)

Parameter yang termasuk dalam beban F dalam rumus adalah gaya-gaya luar seperti gaya pada roda gigi , tegangan dari sabuk dan berat pulley serta sabuk, berat poros sendiri dan lain-lain. Jika beberapa gaya dari gaya-gaya tersebut bekerja diantara bantalan atau diluarnya, maka perhitungan harus didasarkan pada gaya resultannya. Dalam lenturan yang terjadi perlu dibatasi sampai 0,3-0,35 (mm) atau kurang untuk setiap 1(m) arah bantalan , untuk poros transmisi umumnya dengan beban terpusat.

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja didekat atau putaran kerja diatas kritis terlalu berbahaya .Tetapi demi keamanan, dapat diambil pedoman secara umum bahwa putaran kerja poros maksimum tidak boleh melebihi (80%) putaran kritisnya . Putaran kritis poros dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2}{L_1 L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 19})$$

Keterangan :

N_c = Putaran kritis poros (rpm)

W = Berat beban (kg)

L = Jarak antara bantalan (mm)

d_s = Diameter poros (mm)

2.6 Perencanaan Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang digunakan untuk meneruskan daya dalam bentuk putaran dari satu elemen terhadap elemen mesin yang lain. Daya yang diteruskan tersebut ditimbulkan oleh beberapa gaya tangensial dan momen torsi atau momen puntir resultan yang terdapat pada pasak sehingga ditransfer ke berbagai elemen mesin yang terhubung pada pasak tersebut.

Seperti halnya penerusan putaran pada puli-puli, gear, poros transmisi, dan elemen mesin lain. Bahan yang digunakan pada pasak biasanya adalah baja lunak. Dalam perancangan suatu pasak, hal yang perlu diperhatikan adalah kekuatan, kekakuan, dan stiffness dari pasak. Disamping itu perlu diperhatikan juga momen-momen torsi, puntir, maupun momen lentur yang terjadi pada suatu pasak.

2.6.1 Kekuatan pasak

Kekuatan pasak dihitung berdasarkan besarnya torsi dan jenis pasak yang dipilih. Untuk membantu perhitungan terhadap pasak tersebut, berikut tabel ukuran pasak dan alur pasak yang sering digunakan.

2.6.2 Tegangan geser

Untuk pasak umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 (kg/mm^2), lebih kuat dari pada porosnya. Jika momen rencana dari poros adalah T (kg.mm), dan diameter poros $= d_s$ (mm), maka daya tangensial F (kg) pada poros adalah:

$$F = \frac{T}{(d_s/2)} \quad (\text{Ir. Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991: 25})$$

Menurut lambang pasak yang diperlihatkan pada gambar, gaya geser bekerja pada penampang mendatar ($b \times l$) mm^2 oleh gaya F (kg) maka tegangan geser τ_k (mm^2), yang ditimbulkan adalah :

$$\tau = \frac{F}{(b \times l)} \quad (\text{Ir. Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991: 25})$$

Keterangan :

F = Gaya tangensial pada poros (kg)

T = Tegangan gesar (kg/mm)

b = Lebar pasak (mm)

I = Panjang pasak (mm)

2.7 Bantalan

bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umurnya. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh system akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya.

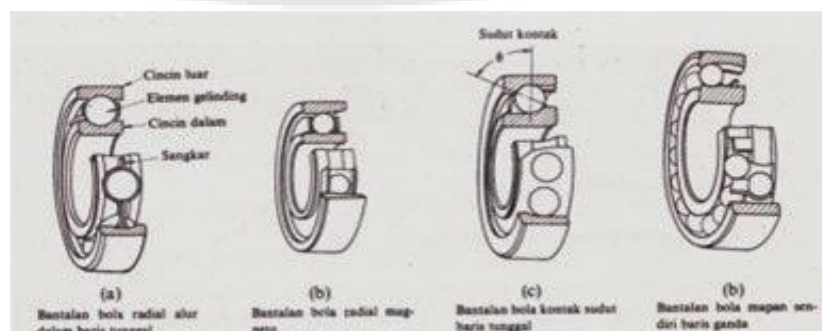
Secara garis besar bantalan dapat diklasifikasikan atas dasar gerakan bantalan terhadap poros sebagai berikut :

1. Bantalan luncur.

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

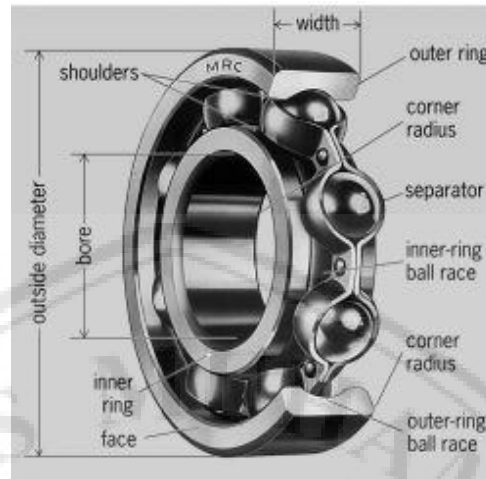
2. Bantalan gelinding.

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.



Gambar 2.8 Macam-macam bantalan

(sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 129)



Gambar 2.9 Tatanan dari sebuah bantalan

(sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 129)

2.7.1 Perhitungan beban bantalan gelinding

Jika suatu deformasi permanen,ekivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan,maka disebut beban ekivalen dinamis.

Suatu bantalan membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg).

Maka beban ekivalen dinamis p_r (kg) adalah sebagai berikut :

- Untuk beban radial

$$P_r = X.V. F_r + Y. F_a \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 135})$$

Keterangan :

P_r = Beban ekivalen dinamis (kg)

X = Faktor beban radial

Y = Faktor beban aksial

f_r = Beban radial (kg)

f_a = Beban aksial (kg)

- Untuk Beban aksial

$$P_a = X \cdot f_r + f_a \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga, 1991: 135})$$

Keterangan:

P_r = Beban ekivalen dinamis bantalan radial (kg)

P_a = beban ekivalen dinamis bantalan aksial (kg)

f_r = beban radial (kg)

A = beban aksial (kg)

V = Faktor pembebanan untuk cincin luar yang berputar.

Faktor V sama dengan 1 untuk pembebanan pada cincin dalam putaran dan 1,2 untuk pembebanan pada cincin luar. Harga-harga X dan Y terdapat dalam table berikut .

Jika C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (kg) beban ekivalen dinamis, maka factor kecepatan f_n adalah.

Untuk Bantalan bola

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga, 1991: 136})$$

Untuk bantalan rol

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga, 1991: 136})$$

Keterangan :

n = Putaran poros (rpm)

Faktor umur kedua bantalan (f_h) adalah :

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

Keterangan

f_n = Faktor kecepatan

C = Beban nominal dinamis spesipik (kg)

P = Beban ekivalen dinamis (kg)

Umur nominal (L_h) untuk bantalan bola adalah :

$$L_h = 500 f_h^3$$

Umur nominal (L_h) untuk bantalan rol adalah :

$$L_h = 500 f_h^{10/3}$$

Keterangan :

L_h = Umur nominal (jam)

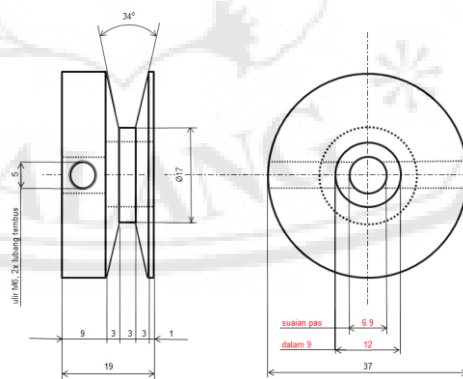
f_h = Faktor umur

(sumber : Ir.Sularso dan Kiyokatsu Suga , 1991: 136)

2.8 Sistem Transmisi

2.8.1 Pulley

Merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya seperti halnya sproket rantai dan roda gigi. Bentuk puli adalah bulat dengan ketebalan tertentu, di tengah-tengah puli terdapat lubang poros. Puli pada umumnya dibuat dari besi cor kelabu FC 20 atau FC 30, dan adapula yang terbuat dari baja.



Gambar 2.10 Pulley

Perkembangan yang pesat dalam bidang penggerak pada berbagai mesin yang menggunakan motor listrik telah membuat arti sabuk untuk

alat penggerak menjadi berkurang. Akan tetapi, sifat elastisitas daya dari sabuk untuk menampung kejutan dan getaran pada saat transmisi membuat sabuk tetap dimanfaatkan untuk mentransmisikan daya dari penggerak pada mesin perkakas.

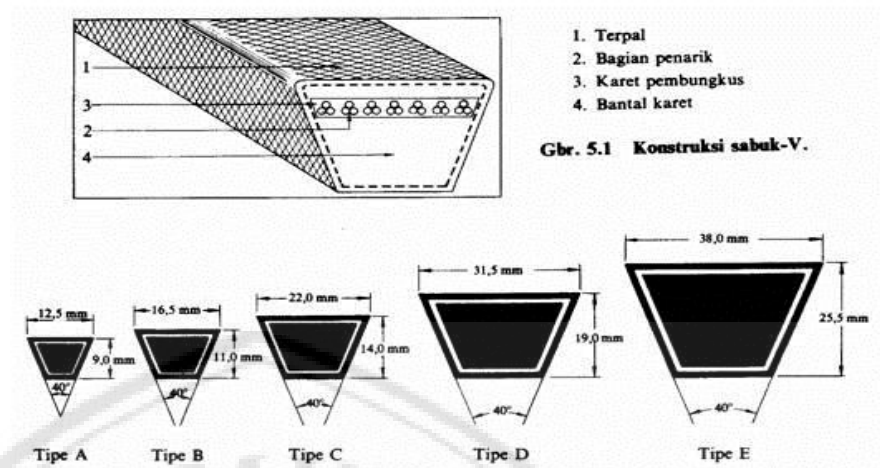
Tabel 2.5 Ukuran pully-V

Penampang Sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	w^*	L_o	K	K_o	e	F
A	71-100	34	11,95	9,5	4,5	8,0	15,0	10,0
	101-125	36	12,12					
	126- atau lebih	38	12,30					
B	125-160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161-200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200-250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251-351	36	21,45					
	361 atau lebih	38	21,72					
D	355-450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451-atau lebih	38	31,14					
E	500-630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631-atau lebih	38	37,45					

* Harga-harga dikolom W menyatakan ukuran standar (sumber: Sularso dan Kiyokatsu suga, 1991:166)

2.8.2 V- Belt

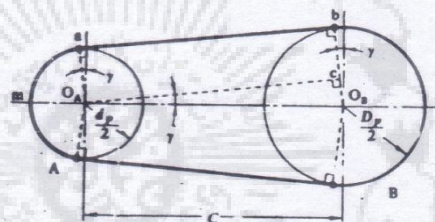
Sabuk atau belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan, teteron dan semacamnya digunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk-V dibelitkan pada alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang membelit akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk biji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan dari sabuk-V jika dibandingkan dengan sabuk rata. Di bawah ini menunjukkan berbagai porsi penampang sabuk-V yang umum dipakai.



Gambar 2.11 Ukuran-ukuran penampang sabuk-V

(sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 164)

Berikut adalah gambar dasar diperoleh perhitungan panjang keliling sabuk.



Gambar 2.12 Perhitungan panjang keliling sabuk

(sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 168)

- Rumus Perhitungan Puli Dan belt

Perencanaan puli dan sabuk-V haruslah menggunakan suatu perhitungan. Rumus perhitungan puli dan sabuk-V antara lain untuk menentukan; perbandingan transmisi, kecepatan sabuk, dan panjang sabuk. Rumus perhitungan tersebut adalah :

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u}; = \frac{1}{i} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 166})$$

Dari persamaan diatas dapat diperoleh kecepatan linier sabuk-V adalah:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} (m/s) \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 166})$$

keterangan :

V = kecepatan sabuk (m/s)

d = diameter puli motor (mm)

n = putaran motor listrik (rpm)

Jarak sumbu poros dan panjang keliling sabuk secara berturut-turut adalah C(mm) dan L(mm) adalah sebagai berikut.

$$L = 2C - \frac{3.14}{4}(dp + Dp) + \frac{1}{4C}(Dp + dp)$$

(Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 170)

Untuk perhitungan ini penulis menyesuaikan panjang sabuk (belt) yang ada dipasaran, sesuai dengan tabel panjang sabuk di table

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 170})$$

Dimana :

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \quad (\text{Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 170})$$

Keterangan:

L = Panjang sabuk (mm)

C = Jarak sumbu poros (mm)

d_p = Diameter lingkaran jarak bagi puli kecil (mm)

D_p = Diameter lingkaran jarak bagi puli besar (mm)

b = Jarak bagi lingkaran (mm)

Tabel 2.6 Panjang sabuk-V standar

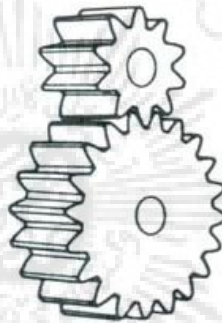
Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(Inch)	(mm)	(Inch)	(mm)	(Inch)	(mm)	(Inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2581	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

(*sumber : Ir.Sularso dan kiyokatsu Suga , 1991: 168)*

2.8.3 Transmisi Rodagigi

Roda gigi memindahkan momen melalui kontak luncur antara permukaan gigi yang berpasangan. Untuk memenuhi persyaratan, harus dipilih kurva yang sesuai sebagai profil gigi. Ada sejumlah kurva yang dapat memenuhi keperluan tersebut, tetapi kurva involut atau *envolven* adalah yang biasa dipergunakan untuk roda gigi.

Kurva involut dapat dilukis dengan membuka benang dari gulungannya yang berbentuk silinder. Lintasan yang ditempuh ujung benang sejak mulai lepas dari permukaan silinder, akan membentuk involut, lingkaran silinder dimana benang digulung, disebut “Lingkaran Dasar”. Garis singgung bersama ini disebut “Garis Kaitan” atau “Garis Tekanan”.



Gambar 2.13 Roda Gigi Lurus

Dalam perencanaan roda gigi, biasanya ada beberapa faktor penunjang yang diperlukann dalam perencanaan, antara lain: (Umar Sukrisno, 1983: 86)

Menurut ketentuan roda gigi diketahui bahwa: $l = 2,25 m$ dan $m = \frac{t}{\pi}$

Keterangan :

l = tinggi gigi (mm)

m = modul (mm)

t = tusuk (mm)

b = lebar gigi (mm)

h = tebal gigi (mm)

Menurut normalisasi roda gigi ditetapkan pula bahwa:

$$h = 0,55 t$$

Selanjutnya, untuk menentukan momen puntir digunakan persamaan berikut: (Umar Sukrisno, 1983: 86)

$$M_w = F \cdot \frac{D_t}{2}$$

Keterangan :

M_w = momen puntir (kg.mm)

F = gaya yang bekerja pada lingkaran tusuk (kg)

F_n = gaya yang bekerja pada ujung gigi (kg)

D_t = diameter tusuk (mm) ($D_d + t$)

Momen puntir (M_w) ini terhadap tenaga P dalam HP adalah: (Umar Sukrisno, 1983: 89)

$$M_w = \frac{71619 \cdot P}{n}$$

Guna menghitung besarnya poros roda gigi didasarkan pula atas momen puntir pada poros tersebut. Rumus yang dipakai adalah sama dengan rumus untuk menghitung diameter poros dari mesin/motor. Rumus yang dimaksud adalah: (Umar Sukrisno, 1983: 90)

$$D = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot P}{n}}$$

Keterangan :

D = diameter lubang roda gigi pinion untuk poros (mm)

P = tenaga atau daya (HP)

n = putaran poros (put/menit)





